

Shock absorbing coupling incorporating V-belt - includes two discs with toothed belt grooves and torque disc clamped between them
Patent Assignee: MUELLER & CO KG WILHELM H
Inventors: WILHELM H

Patent Family

Patent Number	Kind	Date	Application Number	Kind	Date	Week	Type
DE 3123246	A	19821230				198302	B

Priority Applications (Number Kind Date): DE 3123246 A (19810611)

Patent Details

Patent	Kind	Language	Page	Main IPC	Filing Notes
DE 3123246	A		23		

Abstract:

DE 3123246 A

The belt drive for applications subjected to shock loads uses a V belt between two discs mounted on a common shaft. One disc is keyed to the shaft and the other is forced axially against it. The belt is reinforced by metal wires (14) and has teeth (13) which engage a set of teeth (11) projecting from the bottom (9) of the groove around the periphery of each disc, forming a synchronising and shock loading system.

In one design, the two discs are also interconnected by a layer of rubber vulcanised onto their abutting faces. This is also shaped near the centre to increase the force of the sloping sides of the grooves against the sloping sides of the belt, and act as a torsion boss. Other designs include alternative torsion discs.

2/5

Derwent World Patents Index

© 2003 Derwent Information Ltd. All rights reserved.

Dialog® File Number 351 Accession Number 3555407

r 210 + 42

①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 31 23 246 A 1**

⑤① Int. Cl. 3:
F 16 H 7/02
F 16 H 55/56
F 02 B 67/06
B 30 B 15/00

⑳ Aktenzeichen:
㉔ Anmeldetag:
㉕ Offenlegungstag:

P 31 23 246.9
11. 6. 81
30. 12. 82

㉗ Anmelder:
Wilhelm Herm. Müller & Co KG, 3000 Hannover, DE

㉚ Erfinder:
Erfinder wird später genannt werden.

Behördeneigentum

DE 3123246 A1

X

⑤④ **Riemengetriebe**

DE 3123246 A1

HUBERT FREIHERR VON WEISER
RECHTSANWALT

ZUGELASSEN AN DEN LANDGERICHTEN MÜNCHEN I UND II
AM OBERLANDESGERICHT MÜNCHEN UND AM
BAYERISCHEN OBERSTEN LANDESGERICHT

DANZIGER STRASSE 15
8000 MÜNCHEN 40
TELEFON (089) 36 70 22

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Riemengetriebe, bei dem wenigstens ein Riemenrad kegelstumpfförmige Anlaufflächen für die einen gleichen Konvergenzwinkel wie diese Anlaufflächen aufweisenden Flanken des Riemens und wenigstens ein anderes Riemenrad für die axiale Anlauffläche des Riemens eine axiale Anlauffläche aufweist, die mit einer Zahnung gleichmäßiger Teilung versehen ist, dessen endloser, aus elastomeren Material bestehender, durch Zug-elemente verstärkter Riemen mit seinen Flanken mit dem oder den Riemenrädern, deren Radscheiben kegelstumpfförmig ausgebildet sind, keilriemenartig und mit einer Zahnung, gleichmäßiger Teilung an seiner axialen Anlauffläche mit dem oder den Riemenrädern, die eine Zahnung aufweisen zahnradartig in Eingriff kommen kann, dadurch gekennzeichnet, daß die Riemenräder (3,15,30) des Getriebes aus je zwei gegeneinander axial und parallel verschiebbaren Radscheiben (1,2,16,17,31,33) bestehen, die durch Federkraft an die Flanken (7,19,20) des Riemens (4,21,22) anpreßbar sind, die ausreicht, um den Riemen (4,21,42) bei normaler Betriebslast aus dem Eingriff seiner Zahnung (13,25) mit der Zahnung (10,11,22) der Radscheiben (1,2,16,17,31,33) radial nach außen zu drängen und gegen die der Riemen (4,21,42) bei auf ihn einwirkenden Stoß- oder Spitzenbelastungen

in Eingriff seiner Zahnung (13,25) mit der der Zahnung (10,11,22) der Radscheiben (1,2,16,17,31, 33) hineingezogen werden kann.

2. Riemengetriebe nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß zwischen den Radscheiben (16,17) ein an diesen anvulkanisierter Gummikörper (26) angeordnet ist, durch den die Federkraft zum Anpressen der Radscheiben (16,17) an die Flanken (19,20) des Riemens (21) ausgeübt werden kann.

3. Riemengetriebe nach Anspruch 1, 2, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß der Gummikörper (26) die Form einer Ringscheibe aufweist, die radial nach innen zu einer die Radscheiben (16,17) unterfangenden Nabe (27) ausgebildet ist, die als Torsionsscheibe wirken kann.

4. Riemengetriebe nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß wenigstens eine Radscheibe (33) auf einer mit der An- bzw. Abtriebswelle (32) fest verbundenen Torsionsscheibe (34) fest angeordnet ist, und daß diese Radscheibe (33) an ihrer von der anderen Radscheibe (31) abliegenden Seite eine Federung (44,45,46,47) aufweist, die mit ihrer einen Seite mit der Radscheibe fest verbunden ist und auf ihrer anderen Seite mit in ihr gelagerten Kugeln in steilen in der An- bzw. Abtriebswelle (32) vorgesehenen Schraubengängen (51) läuft, die einen der Antriebsrichtung des Riemenrades (15) entgegengesetzten Drehsinn aufweisen.

5. Riemengetriebe nach Anspruch 4, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß beide Radscheiben (31,33) auf gleichen Torsionsscheiben (34,54) auf der An- bzw. Abtriebswelle (32) angeordnet sind und daß beide Radscheiben (31,33) axial untereinander verschiebbar aber in Drehrichtung fest miteinander verbunden sind.

6. Riemengetriebe nach Anspruch 4, 5, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß an einer Radscheibe (31) Zapfen (53) mit zur An- bzw. Abtriebswelle (32) parallelen Achsen angeordnet sind, die in Bohrungen (52) in der anderen Radscheibe (33) greifen und in diesen Bohrungen axial verschiebbar sind.

3123246

HUBERT FREIHERR VON WELSER
RECHTSANWALT

ZUGELASSEN AN DEN LANDGERICHTEN MÜNCHEN I UND II,
AM OBERLANDSGL. RICHT. MÜNCHEN UND AM
BAYERISCHEN OHLFOTEN LANDSGL. RICHT.

DANZIGER STRASSE 11
8000 MÜNCHEN 40
TELEFON (089) 36 70 23

Beschreibung der Erfindung

Riemengetriebe

Anmelder: Fa. Wilhelm Hermann Müller & Co. KG

Die Erfindung betrifft ein Riemengetriebe, bei dem wenigstens ein Riemenrad kegelstumpfförmige Anlaufflächen für die einen gleichen Konvergenzwinkel wie diese Anlaufflächen aufweisenden Flanken des Riemens und wenigstens ein anderes Riemenrad für die axiale Anlauffläche des Riemens eine axiale Anlauffläche aufweist, die mit einer Zahnung gleichmäßiger Teilung versehen ist, dessen endloser, aus elastomerem Material bestehender, durch Zugelemente verstärkter Riemen mit seinen Flanken mit dem oder den Riemenrädern, deren Radscheiben kegelstumpfförmig ausgebildet sind, keilriemenartig und mit einer Zahnung gleichmäßiger Teilung an seiner axialen Anlauffläche mit dem oder den Riemenrädern, die eine Zahnung aufweisen zahnradartig in Eingriff kommen kann.

Derartige Getriebe haben den Zweck, gleichzeitig im Reibungs- wie im Synchronbetrieb verwendet werden zu können. Es können dabei sowohl das Antriebs- wie das Abtriebsrad eine zahnradartige Zahnung und kegelstumpfförmige Flanken der Radscheiben aufweisen.

Inbesondere sind auch solche Getriebe nicht geeignet, Stoßbelastungen aufzunehmen, wie sie bei plötzlichen Beschleunigungen auftreten, z.B. beim Antrieb von Nockenwellen von Hubkolbenmotoren, von Pressen und bei Motorradantrieben, das heißt vor allem da, wo Ketten- durch Riemenantriebe abgelöst werden sollen. In solchen Fällen müßten die Riemen auf die auftretenden Spitzenlasten ausgelegt werden, was nur mit einer Verbreiterung des Riemens und der begrenzten Möglichkeit der Vermehrung von Zähnen bei Synchrongetriebe geschehen kann. Die Verbreiterung des Riemens wirkt sich beim Keilriemenantrieb ungünstig aus. Außerdem werden allgemein die Kosten für solche Riemen zu hoch.

Gegenstand der Aufgabe der Erfindung ist daher ein Getriebe, das bei Vermeidung eines nicht tragbaren Fertigungsaufwandes Stoßbelastungen aufnehmen kann, aber bei normaler Last nur die Eigenwiderstände einer Betriebsart erzeugt. Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß die Riemenräder des Getriebes aus je zwei gegeneinander axial und parallel verschiebbaren Radscheiben bestehen, die durch Federkraft an die Flanken des Riemens anpreßbar sind, die ausreicht, um den Riemen bei normaler Betriebslast aus dem Eingriff seiner Zahnung mit der der Radscheiben radial nach außen zu bringen und gegen die der Riemen bei auf ihn einwirkenden Stoß- oder Spitzenbelastungen in Eingriff seiner Zahnung mit der der Zahnung der Radscheiben hineingezogen werden kann.

Bei einer solchen Anordnung läuft das Getriebe bei normaler Last allein als Keilriemen im Reibungsbetrieb. Sobald Stoßbelastungen auftreten oder wenn das Getriebe mit einer höheren Last fahren soll, bei der die Reibkräfte nicht ausreichen, wird der Riemen in seine Verzahnung mit der der Riemenräder gezogen, wobei die Anpreßkräfte, die die Radscheiben gegen die Riemenflanken pressen, aufrechterhalten werden. Der Riemen läuft dann sowohl im Reibungs- wie im Synchronbetrieb. Dies hat den Vorteil, daß im Betrieb bei geringerer Last, bei dem der Reibeingriff ausreicht, die durch den Zahneingriff verursachten inneren Widerstände des Getriebes ausgeschaltet sind. Außerdem kann der Riemen in einer normalen, aber sonst nur für geringere Last ausreichenden Breite ausgeführt werden, da sich seine Eingriffsflächen bei der höheren Belastung aus den Riemenflanken und der der Zahnung addieren.

Die Anpreßkräfte, mit denen die Radscheiben an die Riemenflanken angepreßt werden, können die gleichen sein, wie bei bekannten verstellbaren Keilriemenwechselgetrieben. Dies setzt allerdings voraus, daß wenigstens eines der Riemenräder auf der An- bzw. Abtriebswelle axial verschiebbar, aber sonst kraftschlüssig angeordnet ist. Um diesen konstruktiven Aufwand zu vermeiden und um eine billige und zugleich raumsparende Anordnung zu erhalten, wird vorgeschlagen: daß zwischen den Radscheiben ein an diesen anvulkanisierter Gummikörper angeordnet ist, durch den die Federkraft zum Anpressen der Radscheiben an die Flanken des Riemens ausgeübt werden kann. Der Gummikörper kann die Form einer Ringscheibe aufweisen, die radial nach innen zu einer die Radscheiben radial unterfangende Nabe ausgebildet ist, die als Torsions-scheibe wirken kann.

Diese Anordnung hat zudem den Vorteil, daß Stoßbelastungen durch die Torsionsscheibenwirkung der Nabe des Gummikörpers abgepuffert werden. Durch entsprechende Einstellung der Shore-Härte bzw. der Elastizität des verwendeten Gummis für den Gummikörper bzw. für die Nabe kann das Getriebe dem jeweils vorgesehenen Verwendungszweck angepaßt werden und es kann je nach Größe des Durchmessers der Radscheibe oder der axialen Breite des Gummikörpers eine entsprechend hohe Anpreßkraft erzielt werden. Derartige Radscheiben sind daher für den Betrieb mit in weiten Bereichen schwankenden und vor allem rasch wechselnden Belastungen geeignet.

Schließlich wird eine Anordnung vorgeschlagen, bei der wenigstens eine Radscheibe auf einer mit der An- bzw. Abtriebswelle fest verbundenen Torsionsscheibe fest angeordnet ist, wobei die Radscheibe an der der anderen Radscheibe abliegenden Seite eine Federung aufweist, die mit ihrer einen Seite mit der Radscheibe fest verbunden ist und auf ihrer anderen Seite mit in ihr gelagerten Kugeln in steilen : in der An- bzw. Abtriebswelle vorgesehenen Schraubengängen läuft, die einen der Antriebsrichtung entgegengesetzten Drehsinn aufweisen.

Mit einer derartigen Anordnung können sehr hohe auf die Radscheiben ausgeübte Anpreßkräfte erzielt werden. Es ist möglich, die Federung und die Schraubengänge in der Welle auf beiden Seiten des Riemenrades vorzusehen, um ein gegenseitiges sich Verschieben der Verzahnung der Radscheiben zu vermeiden.

Es können auch beide Radscheiben bei der vorgenannten Anordnung auf der An- bzw. Abtriebswelle mit untereinander gleichen Torsionsscheiben angeordnet und beide Radscheiben untereinander axial verschiebbar, aber in Drehrichtung fest verbunden sein.

3123246

Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im folgenden näher beschrieben und sind in den Zeichnungen dargestellt. Es zeigen

- Fig. 1 einen teilweisen axialen Schnitt durch ein Riemenrad eines erfindungsgemäßen Riemengetriebes mit aufgelegtem Keilzahnriemen.
- Fig. 2 einen teilweisen radialen Schnitt durch ein Riemenrad gemäß Fig. 1 mit aufgelegten Zahnriemen.
- Fig. 3 einen teilweisen axialen Schnitt durch eine anderer Ausführungsform eines Riemenrades eines erfindungsgemäßen Getriebes.
- Fig. 4 einen teilweisen axialen Schnitt durch eine weitere Ausführungsform eines Riemenrades eines erfindungsgemäßen Getriebes.
- Fig. 5 einen teilweisen axialen Schnitt durch eine weitere Ausführungsform eines Riemenrades eines erfindungsgemäßen Getriebes.

In Figur 1 und 2 ist ein aus zwei getrennten Radscheiben 1, 2 bestehendes Riemenrad 3 mit einem aufgelegten Keilzahnriemen 4 dargestellt. Die Radscheiben 1, 2 sind gegeneinander axial verschiebbar, jedoch mit der nicht dargestellten An- bzw. Abtriebswelle in deren Drehrichtung kraftschlüssig verbunden. Die Radscheiben 1, 2 weisen kegelstumpfförmige radiale Anlaufflächen 5, 6 für die Flanken 7 des Keilriemens 4 auf. Die axialen Anlaufflächen 8, 9 der Radscheiben 1, 2 für den Keilzahnriemen sind mit Zahnungen 10, 11 mit gleichmäßiger Teilung versehen, deren Zähne

in axialer Richtung untereinander fluchten. Die Flanken 7 des Keilzahnriemens 4 weisen den selben Konvergenzwinkel wie die radialen Anlaufflächen 5 und 6 der Radscheiben 1 und 2 auf. Die axiale Anlauffläche 12 des Keilzahnriemens 4 ist mit einer Gegenzahnung 13 mit gleichmäßiger Teilung versehen, die in die Zahnungen 10 und 11 der Radscheiben 1 und 2 zahnradartig eingreifen kann. Die Zähne der Zahnungen 10 und 11 und gleicher Weise die der Gegenzahnung 13 sind an ihren Zahnflanken abgeschrägt. Es sind jedoch auch andere Zahnformen möglich, insbesondere solche mit abgerundeten Flanken. Der Zahnriemen 4 weist in seiner neutralen Zone übliche Zugelemente 14 auf. Die beiden Radscheiben 1, 2 des Riemenrades 3 sind axial gegeneinander verschiebbar wie die Scheiben eines Keilriemengetriebes und können gegen die Keilwirkung des unter Zugspannung stehenden Keilzahnriemens 4 gegeneinander z.B. durch Federwirkung, pneumatische oder hydraulische Kräfte oder durch elastische mechanische Mittel in bekannter Weise gegeneinander gepreßt werden.

Im in Fig. 1 und 2 dargestellten Zustand befindet sich der Keilzahnriemen 4 außer Eingriff seiner Zahnung 13 mit den Zahnungen der Radscheiben 1, 2 und die Kraftübertragung findet nur durch Reibung seiner Flanken 7 statt. Bei Eintreten einer Stoßbelastung, z.B. beim Anfahren oder bei Spitzenlasten zieht sich der Keilriemen gegen die axial auf die Radscheiben 1, 2 wirkenden Anpreßkräfte unter Aufrechterhaltung bzw. Vergrößerung der Reibhaftung seiner Flanken 7 an den radialen

Anlaufflächen 5, 6 der Radscheiben 1 und 2 mit seiner Gégenzahnung 13 in die Zahnungen 10, 11 der Radscheiben 1,2. Wird die an dem Keilzahnriemen 4 liegende Last und die dadurch auf die Radscheiben 1,2 ausgeübte Keilwirkung geringer als die auf die Radscheiben 1,2 ausgeübten Anpreßkräfte, so wird der Keilzahnriemen 4 durch diese Kräfte wieder radial nach außen gedrängt, wodurch sich der Zahneingriff löst, sodaß die Kraftübertragung wieder allein durch die Flankenreibung erfolgt und die durch den Zahneingriff bedingten Reibungsverluste aufgehoben sind. Das Getriebe wirkt also ständig als Keilriemengetriebe, bei Stoß- und Spitzenlasten aber zusätzlich als Zahnriemengetriebe. Da die axiale Verschiebbarkeit wenigstens einer der Radscheiben 1,2 unter Aufrechterhaltung ihrer kraftschlüssigen unverdrehbaren Verbindung mit der Welle einen erheblichen konstruktiven Aufwand bedeutet, was im allgemeinen auch für das Aufbringen der auf die Scheiben 1,2 wirkenden axialen Anpreßkräfte gilt, wird, um eine billige und einfache Lösung zu finden, die Ausführungsform gemäß Fig. 3 vorgeschlagen.

In Fig. 3 ist ein Riemenrad 15 dargestellt, dessen Radscheiben 16,17 so ausgebildet sind, wie dies in Fig. 1 und 2 dargestellt ist. Sie weisen radiale Anlaufflächen 18,19 mit dem gleichen Konvergenzwinkel wie dem der Flanken 20 des Keilzahnriemens 21 auf sowie eine Zahnung 22 an ihren axialen Anlaufflächen 23,24, in die die Gégenzahnung 25 des Keilzahnriemens 21

bei Stoß- oder Spitzenlasten eingreifen kann.

Zwischen den Radscheiben 16, 17 ist ein mit diesen zusammenvulkanisierter Gummikörper 26 vorgesehen, der eine über die ganze Breite des Riemenrades 15 durchgehende Nabe 27 bildet, die die Radscheiben 16, 17 unterfängt und die auf einer auf der An- bzw. Abtriebswelle 28 befestigten, z. B. verkeilten Lagerbuchse 29 anvulkanisiert ist. In radialer Richtung reicht der Gummikörper 26 bis zu den axialen Anlaufflächen 23, 24 der Radscheiben 16, 17.

Bei dieser Ausführungsform werden die Anpreßkräfte, die die Radscheiben 16, 17 gegen die Flanken des Keilzahnriemens 21 drücken, durch die elastischen Zugkräfte des Gummikörpers 26 ausgeübt. Bei Stoß- und Spitzenlasten gibt der Gummikörper 26 so weit nach, daß der Keilzahnriemen 21 radial nach innen gezogen und die Zähnung 22 mit der Gegenzähnung 25 zum Eingriff gebracht werden kann. Diese Anordnung erspart die aufwendigen Anpreß- und Verstellvorrichtungen für die axiale Verschiebung der Radscheiben sowie die axiale Verschiebbarkeit der in Drehrichtung kraftschlüssigen Verbindung einer oder beider Radscheiben mit der An- bzw. Abtriebswelle.

Die Nabe 27 wirkt als Torsionsscheibe abfedernd für Stoßbelastungen, z.B. beim Antrieb von Nockenwellen oder beim Radantrieb von Motorrädern.

Die Ausführungsform zu Fig. 4 ist für die Aufnahme größerer Stoßbelastungen geeignet. Das in Fig. 4 dargestellt Riemenrad 30 weist eine rechte Radscheibe 31 auf, die starr mit der An- bzw. Abtriebswelle 32 fest verbunden ist, während die linke Radscheibe 33 mittels einer Torsionsscheibe 34 aus Gummi auf der Welle 32 angeordnet ist. Diese Torsionsscheibe weist eine Lagerbuchse 35, die mit der Welle 32 fest verbunden ist, einen Gummikörper 36 und eine äußere Buchse 37 auf, die ihrerseits mit der Radscheibe 32 fest verbunden ist. Die beiden Buchsen 35 und 37 sind an den Gummikörper 36 anvulkanisiert. Die Radscheibe 32 ist demnach in Drehrichtung mit der Welle mit einer Stoßbelastungen aufnehmenden Elastizität verbunden und kann durch Ausbiegen der Torsionsscheibe um einen geringen Betrag gegen die Federkraft des Gummis axial verschoben werden. Die radialen Anlaufflächen 38, 39 und die axialen Anlaufflächen 40, 41 der Radscheiben 31, 33, der Keilzahnriemen 42 und die beiderseitige Verzahnung 43 von Keilriemen und Radscheiben sind in gleicher Weise ausgestaltet, wie bei der Ausführungsform zu Fig. 3, sodaß es einer erneuten Beschreibung nicht mehr bedarf.

An der Außenseite der Radscheibe 33 ist eine Federung 44 vorgesehen, die aus einem äußeren Ring 45 und einer nach links zu liegenden Nabe 46 und sechs zwischen dem Ring 45 und der Nabe 46 speichenartig angeordneten Blattfedern 47 gebildet ist. Der äußere Ring 45 ist mit der Radscheibe 33

fest verbunden, die um die Welle 32 greifende Nabe 42 weist an ihrer Welle 32 zugekehrten Innenfläche 48 Lager 49 für drei Kugeln 50 auf. Diese Kugeln 50 laufen in steilen Schraubengängen 51 in der Oberfläche der Welle 32. Die Schraubengänge 51 sind in der Darstellung zu Fig. 4 Linksgewinde. Der Pfeil 52 zeigt den Drehsinn der Welle 32 im Betrieb.

Bei Zunahme der Belastung des Getriebes wirkt am Riemenrad 30 ein zusätzliches Drehmoment. Demzufolge verdreht sich die in der Torsions-scheibe 34 um einen kleinen Betrag verdrehbare Radscheibe in Richtung dieses Drehmoments, wodurch die Nabe 46 durch die Schraubengänge 51 in Richtung auf die Radscheibe 33 axial verschoben und durch die Blattfedern 47 gegen den Keilzahnriemen 42 angepreßt wird. Bei der zugehörigen Abtriebswelle müssen entweder die Schraubengänge Rechtsgewinde oder die Federung mit Linksgewinde der Schraubengänge an der Außenseite der Radscheibe 31 angeordnet sein.

Die Funktion dieser Anordnung ist folgende:

Der Abstand der Radscheiben 31 und 32 im Betrieb bei Normallast ist so eingestellt, daß wie dies Fig. 4 zeigt, die Zahnung 43 außer Eingriff ist. Das Getriebe läuft daher allein im Reibungsbetrieb. Bei Lasterhöhung wird der Keilzahnriemen radial nach innen in die Zahnung gezogen. Durch das dabei ausgeübte Drehmoment wird die Radscheibe um einen

kleinen Winkel in der Torsionsscheibe 34 verdreht und damit die Federung 44 gegen die Radscheibe 33 durch Schraubwirkung gepreßt. Dadurch wird die Reibwirkung entsprechend der höheren Belastung gesteigert. Die dabei auftretende Verdrehung der Radscheiben untereinander ist jedoch so gering, daß sie innerhalb des Keilzahnriemens und in dessen Schlupf an der Riemenscheibe ausgeglichen wird.

Andererseits kann der Abstand der Radscheiben 31, 33 untereinander so eingestellt sein, daß sie bei normaler Last mit dem Keilriemen 42 nur mit der Verzahnung 43 und nicht durch Flankenreibung in Eingriff stehen. Die Anlaufflächen 38, 39 haben dann nur die Aufgabe, den Keilzahnriemen 42 zu führen. Bei Auftreten eines zusätzlichen Drehmomentes bei Lastanstieg werden durch Verdrehung der Radscheibe 33 beide Radscheiben 31 und 33 durch die Federung 44 an den Keilzahnriemen 42 angepreßt, sodaß zusätzlich zu dem Synchronbetrieb ein Keilriemenbetrieb möglich wird und sich die beiden Wirkungen addieren.

Bei Wegfall des zusätzlichen Drehmoments entspannt sich die Federung 44 durch Rückdrehen in den Schraubengängen 51.

Die Wirkung der Federung 44 wird verstärkt durch die Torsionsfederwirkung des Gummikörpers 36 der Torsionsbuchse 34.

- 16 -

Die in Fig. 5 dargestellte Ausführungsform entspricht im wesentlichen der in Fig. 4 wiedergegebenen. Die linke Radscheibe 31 ist die gleiche wie in Fig. 4, weist jedoch drei auf einem konzentrischen Kreis liegende zur An- bzw. Abtriebswelle parallele Bohrungen 52 auf, in die Zapfen 53 axial verschiebbar eingreifen, die an der rechten Radscheibe 31 fest angeordnet sind. Die rechte Radscheibe 31 ist anders als bei der Ausführungsform zu Fig. 4 auf einer Torsionsscheibe 54 auf der An-bzw. Abtriebswelle 32 in gleicher Weise gelagert wie das linke Riemenrad 31 auf der Torsionsscheibe 34. Die Lagerbuchse 55, die äußere Buchse 56 und insbesondere der Gummikörper 57 dieser Torsionsscheibe 54 weisen die gleichen Dimensionen und Eigenschaften auf wie die der Torsionsscheibe 34 der linken Radscheibe 33. Die Lagerbuchse 55 ist mit der An- bzw. Abtriebswelle 32 fest verbunden. Alle anderen Teile dieser Anordnung sind die selben wie die des Ausführungsbeispiels zu Fig. 4.

Durch die Zapfen 53 wird die rechte Radscheibe 31 von den Drehbewegungen der linken Radscheibe 33 relativ zur An- bzw. Abtriebswelle 32 mitgenommen, sodaß die Verzahnung 43 der beiden Radscheiben 31, 33 immer fluchten und Scherungen oder Beschädigungen an den Zähnen des Keilzahnriemens 42, die unter bestimmten Bedingungen eintreten könnten, mit Sicherheit vermieden werden. Durch die Torsionsscheibe 54 werden solche Drehbewegungen des Riemenrades 31 relativ zu der Drehung der An- bzw. Abtriebswelle 32 ermöglicht und in gleicher Weise abgefedert wie die des Riemenrades 33 durch die Torsionsscheibe 34.

110581

-17-

3123246

Bezugszeichenverzeichnis

Zu Fig. 1 und 2

1, 2	Radscheiben
3	Riemenrad
4	Keilzahnriemen
5,6	radiale Anlaufflächen von 1, 2
7	Flanken von 4
8,9	axiale Anlaufflächen von 1, 2
10,11	Zahnung von 1, 2
12	axiale Anlaufflächen von 4
13	Gegenzahnung
14	Zugelemente

Zu Fig. 3

15	Riemenrad
16,17	Radscheiben
18	radiale Anlauffläche zu 16,17
19,20	Flanken zu 21
21	Keilzahnriemen
22	Zahnung von 16, 17
23, 24	axiale Anlauffläche von 16, 17
25	Gegenzahnung
26	Gummikörper
27	Nabe
28	An- bzw. Abtriebswelle
29	Lagerbuchse von 27

Zu Fig. 4

30	Riemenrad
31	rechte Radscheibe
32	An- bzw. Abtriebswelle
33	linke Radscheibe
34	Torsionsscheibe

35	Lagerbuchse von 34
36	Gummikörper von 34
37	äußere Buchse von 34
38,39	radiale Anlauffläche von 31,33
40,41	axiale Anlauffläche von 31,33
42	Keilzahnriemen
43	Verzahnung
44	Federung
45	äußerer Ring
46	Nabe
47	Blattfedern
48	Innenfläche von 46
49	Lager für 50
50	Kugeln
51	Schraubengänge

Zu Fig. 5

52	Bohrungen in 33
53	Zapfen an 31
54	Torsionsscheibe zu 31
55	Lagerbuchse
56	äußere Buchse
57	Gummikörper zu 54

19

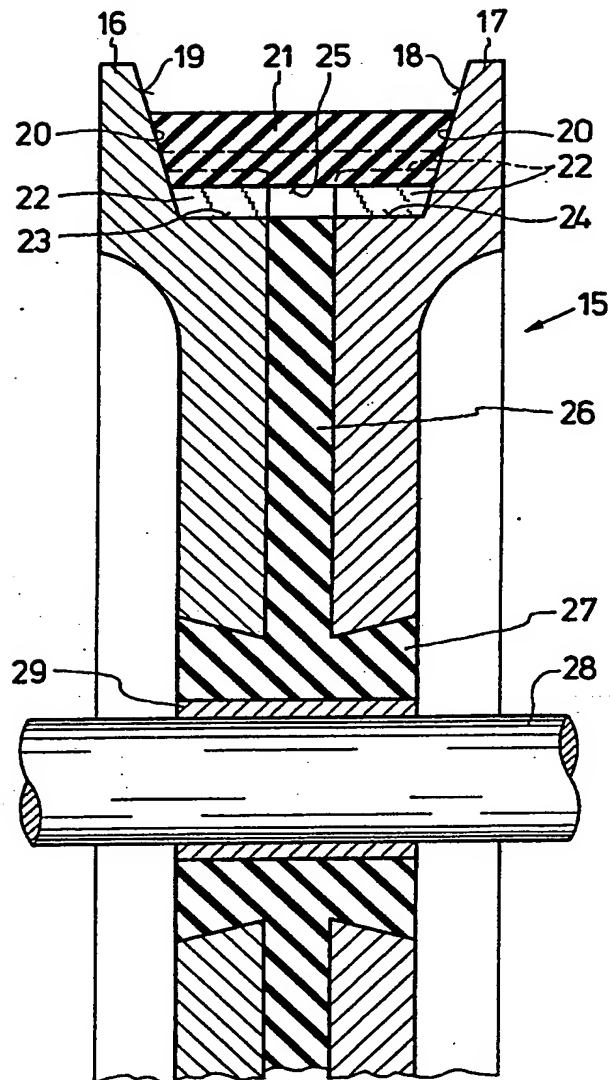
Leerseite

1106-81

20

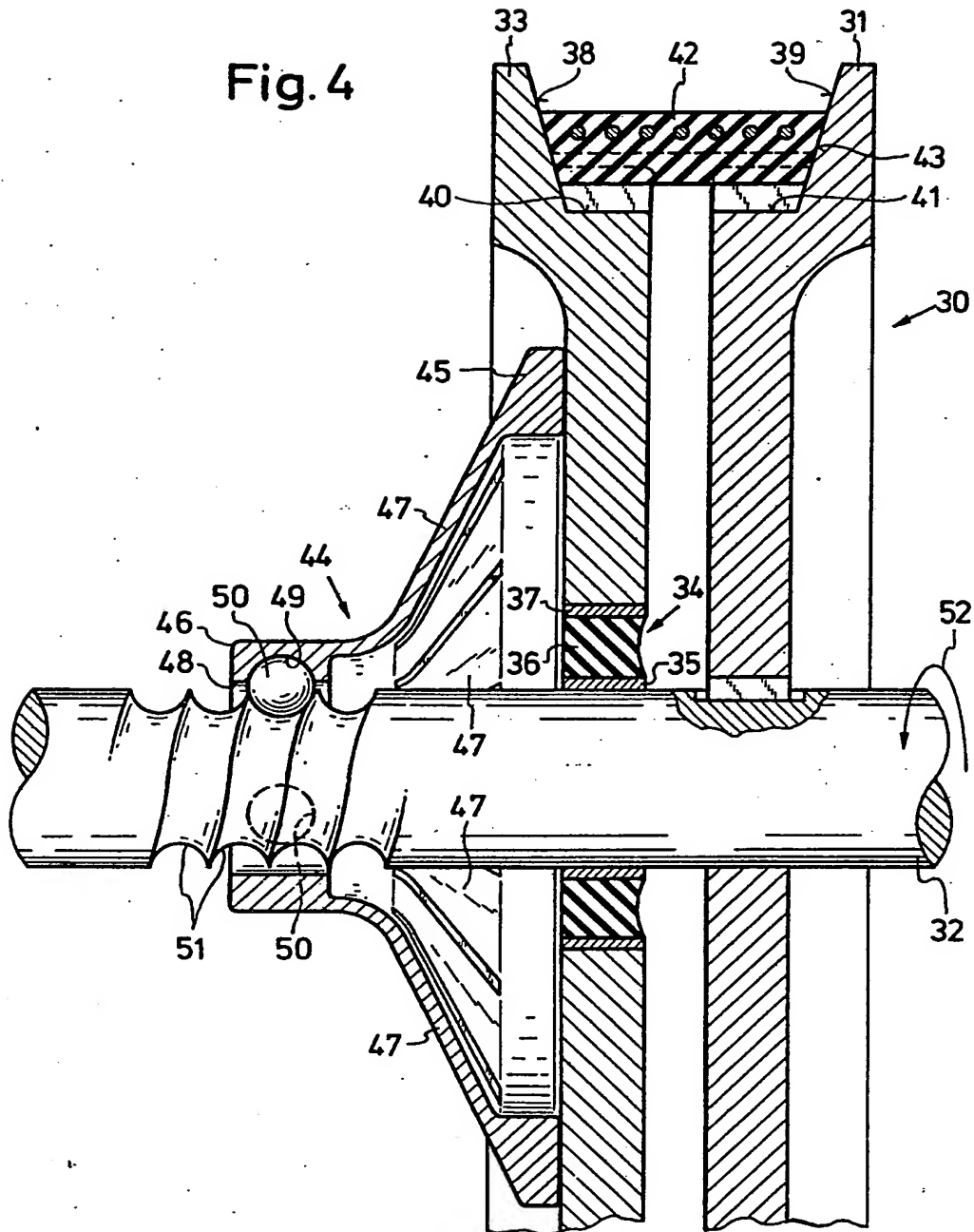
3123246

Fig. 3



21

Fig. 4



3123246

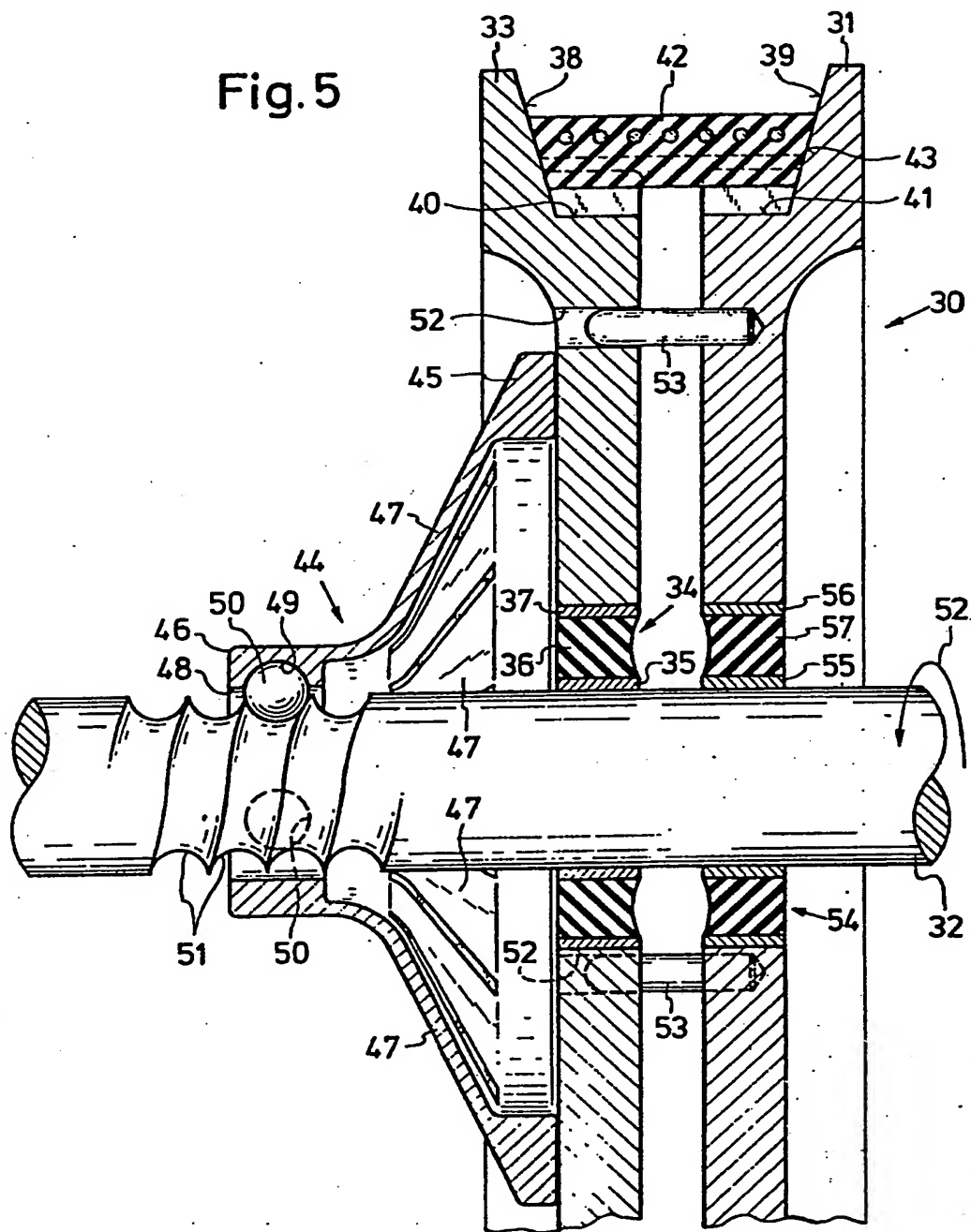
25 08 81

22

GMR

2

Fig. 5



1106

- 23 -

Nummer:
Int. Cl. 3:
Anmeldetag:
Off nlegungstag:

31 23246
F16H 7/02
11. Juni 1981
30. Dezember 1982

Fig.1

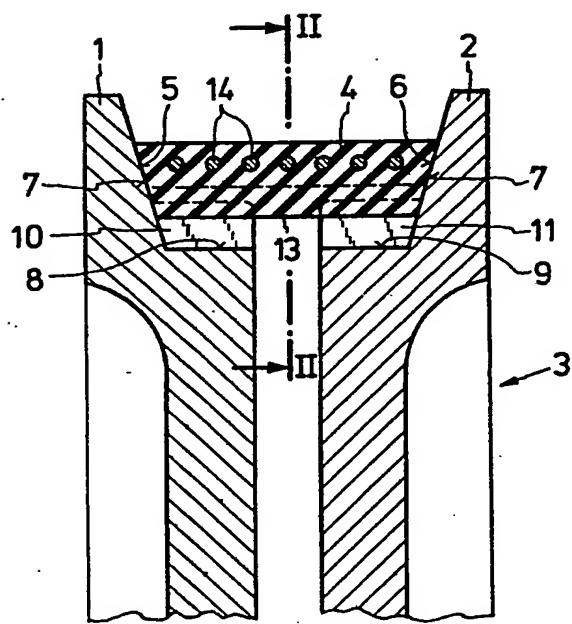


Fig.2

